

Г. М. Кокин

## СИЛОВОЙ АГРЕГАТ ТЯЖЕЛОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Одной из основных проблем современности является повышение производительности труда и одновременное снижение материальных затрат при производстве продукции или транспортных работ.

Часовая транспортная производительность грузового автомобиля определяется зависимостью

$$W_p = q_n v_s Y_d \beta,$$

где  $q_n$  — номинальная грузоподъемность автомобиля, т;  $v_s$  — средняя эксплуатационная скорость, км/ч;  $Y_d$  — коэффициент использования грузоподъемности;  $\beta$  — коэффициент использования пробега для полезной перевозки груза.

Материальные затраты на производство транспортной работы тяжелым грузовиком примерно следующие: заработная плата шофера с начислениями — 37%; топливо — 6; шины — 11; техническое обслуживание и ремонт — 18; амортизационные отчисления — 20; накладные расходы — 8; полная себестоимость перевозок — 100%.

Коэффициенты использования грузоподъемности и пробега, определяющие транспортную производительность, в основном зависят от организационно-технических мероприятий транспортных организаций и мало зависят от конструктивных особенностей автомобиля.

Номинальная грузоподъемность грузового автомобиля устанавливается исходя из веса и рационального обеспечения погрузо-разгрузочных работ ожидаемых партий грузов и ограничивается осевым весом автомобиля на полотне дороги.

По осевому весу задних ведущих колес возможности дальнейшего повышения грузоподъемности отечественных грузовиков исчерпаны. Некоторое повышение грузоподъемности может быть достигнуто за счет догрузки передних колес. Более значительное увеличение грузоподъемности связано с увеличением размера шин передних колес, что, однако, вызывает затруднения при эксплуатации.

Средняя эксплуатационная скорость зависит от технической скорости и времени простоев при погрузо-разгрузочных работах, а также от времени на маневрирование и простоев по техническим причинам. Время простоев по техническим причинам зависит от надежности автомобиля и особенно его силового агрегата.

Таким образом, одним из определяющих факторов транспортной производительности автомобиля наряду с грузоподъемностью является средняя техническая скорость.

Если возможности повышения номинальной грузоподъемности отечественных тяжелых грузовиков в значительной степени использованы, то для увеличения средней технической скорости еще имеются достаточные резервы.

Увеличение средней технической скорости движения грузовика может вызвать некоторое повышение расхода топлива, однако из структуры затрат на производство транспортной работы следует, что выгоднее снижать время нахождения автомобиля в пути, снижая удельную заработную плату водителя, которая составляет 37% против 6% расходов на топливо.

Средняя техническая скорость определяется максимальной скоростью автомобиля и его динамичностью при разгонах и преодолении повышенных сопротивлений движению, что обуславливается конструктивными факторами, показателями силового агрегата.

В данной работе под термином «силовой агрегат» подразумевается сочетание двигателя и элементов трансмиссии, трансформирующей развиваемый двигателем момент с целью создания наиболее благоприятных условий работы двигателя для получения необходимой динамичности автомобиля при разгонах и преодолении переменных повышенных сопротивлений движению.

Сочетание максимального числа оборотов двигателя с числом оборотов колес при максимальной скорости автомобиля обеспечивается передаточным отношением шестерен главной передачи ведущего моста.

Необходимая трансформация момента двигателя для преодоления повышенных сопротивлений движению автомобиля и получения благоприятной разгонной характеристики осуществляется коробкой перемены передач, которая в большинстве случаев монтируется на двигателе и составляет вместе с ним силовой агрегат.

Часто стандартный силовой агрегат массового выпуска используется для специальных автомобилей, при этом вводят дополнительные передачи в дополнительной коробке передач или дополнительную передачу в главной передаче ведущего моста, иногда вводят дополнительную передачу в основной коробке.

Для упрощения дальнейших исследований считаем, что все дополнительные передачи входят в состав основной коробки, составляющей силовой агрегат.

*Двигатель.* Для тяжелых грузовых автомобилей в основном

применяются поршневые двигатели внутреннего сгорания. Тип такого двигателя общепринято определять видом применяемого топлива, характеристикой рабочего процесса, числом и расположением цилиндров и системой охлаждения.

Исходя из топливного баланса СССР, расхода и стоимости топлива для тяжелых грузовых автомобилей рекомендуется применение дизельных двигателей.

Дизельные двигатели, обладая примерно одинаковой долговечностью с карбюраторными, при работе автомобиля на линии более надежны. Повышенная стоимость дизельных двигателей окупается меньшими расходами и стоимостью топлива.

Рабочий процесс дизеля характеризуется тактностью протекания циклов, процессом смесеобразования и наличием наддува.

Вопрос о преимуществах двухтактного или четырехтактного процесса остается еще дискуссионным и должен решаться с учетом всех обстоятельств не только теоретического, но и производственного характера. С учетом представившихся возможностей по двухрядному V-образному расположению цилиндров, а также применения алюминиевых сплавов для поршней и головок цилиндров необходимые удельные показатели двигателя по весу и габаритным размерам можно получить и при четырехтактном процессе. С другой стороны, получения необходимых показателей по расходу топлива, исключения особых требований к качеству топлива, обеспечения повышенных требований по надежности и долговечности при четырехтактном процессе можно достигнуть более простыми и легкими методами.

Для двухтактных дизелей в связи с их более высокой теплонапряженностью необходимо на более высоком уровне решать металлургические вопросы изготовления гильз, поршней, поршневых колец и многих других деталей. Важно повышать качество обработки рабочих поверхностей.

В автомобильных дизелях распространено непосредственное смесеобразование в более простых нераздельных камерах сгорания, размещаемых в головке цилиндра или в поршне. При этом различными способами удается обеспечить надлежащее перемешивание паров топлива с воздухом и достаточно мягкую работу двигателя. Головки с раздельными камерами, вихрекамерные и предкамерные, как более сложные и имеющие повышенное гидравлическое сопротивление, в дальнейшем на автомобильных дизелях, очевидно, применяться не будут.

Наддув четырехтактных дизелей с целью повышения мощности в связи с увеличением теплонапряженности и механических нагрузок на детали, а также в связи с некоторым повышением расхода топлива можно осуществлять в случаях применения двигателей массового выпуска для специальных автомобилей или при применении автомобильного двигателя для работы на тракторных режимах.

Надлежащий рабочий процесс двухтактного дизеля проще обеспечить при принудительной продувке цилиндров воздухом.

Исходя из условий обеспечения хорошего смесеобразования и надлежащего теплоотвода, не следует с одного цилиндра дизеля тяжелого автомобиля снимать более 40 л. с. (без наддува).

Для уравнивания сил инерции не следует делать двухтактные дизели с числом цилиндров менее четырех, а четырехтактные с числом цилиндров менее шести.

Для тяжелых грузовиков габаритные ширина и высота двигателя, за исключением нижней части, входящей в раму автомобиля, не имеют особого значения, но важную роль, как и для каждого автомобиля, играет длина двигателя. Сокращение длины двигателя достигается V-образным расположением цилиндров.

По условиям чередования вспышек в цилиндрах двигателя (равномерность хода) и уравнивания сил инерции четырехтактные шестицилиндровые двигатели должны иметь развал цилиндров под углом 120 или 60°, а восьмицилиндровые двигатели — под углом 90°.

Если предполагается производство семейства унифицированных шести-, восьми- и двенадцатицилиндровых двигателей, то выгоднее принять один угол развала для всех двигателей — равный 90°. Однако при этом V-образный шестицилиндровый двигатель будет работать в условиях, близких к трехцилиндровому рядному двигателю.

В последнее время для дизелей тяжелых грузовиков получило распространение воздушное охлаждение. Удельные веса и производственные затраты воздушного и жидкостного охлаждения примерно одинаковы.

При воздушном охлаждении в зимних условиях отпадает необходимость в антифризе (ядовитая жидкость) для заправки системы охлаждения, двигатель быстрее прогревается, а на юге отпадает необходимость в воде. С другой стороны, двигатель с воздушным охлаждением имеет повышенный расход мощности на вентилятор, повышенную шумность в работе и ограниченные пределы форсировки по энергетическим ресурсам.

Применение двигателя на автомобиле обусловлено, кроме перечисленных данных, еще рядом показателей, к числу которых относятся:

- 1) ограничение регулятором максимальных оборотов двигателя по кривой его мощности на диаграмме внешней (скоростной) характеристики;

- 2) вид кривой мощности двигателя на диаграммах внешней характеристики и частичных нагрузок;

- 3) минимальный удельный расход топлива и изменения этого расхода в зависимости от числа оборотов и нагрузки двигателя;

- 4) потери мощности и характер изменения момента двигателя,

связанные с условиями его монтажа на автомобиле и подключением вспомогательных агрегатов;

б) оптимальная максимальная мощность двигателя и экономические показатели по расходу топлива.

На рис. 1 точка *I* соответствует мощности двигателя, необходимой для обеспечения максимальной скорости автомобиля при заданном сопротивлении движению. Для этого могут быть приме-

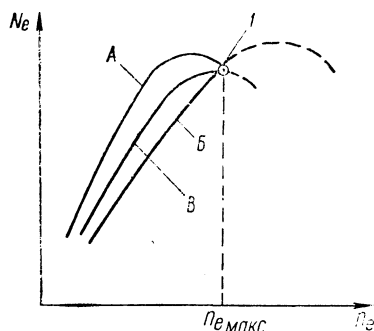


Рис. 1. Вид внешних (скоростных) характеристик двигателя:

$N_e$  — мощность двигателя;  $n_e$  — число оборотов; *I* — точка ограничения числа оборотов двигателя регулятором.

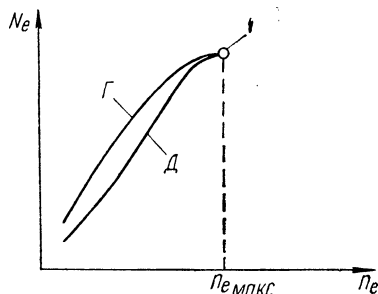


Рис. 2. Вид внешних (скоростных) характеристик двигателей. Обозначения такие же, как на рис. 1.

нены двигатели с внешними характеристиками трех видов (*A*, *B*, *B*). Двигатель с характеристикой типа *A*, максимальная мощность которого выше мощности, необходимой для обеспечения максимальной скорости автомобиля. В этом случае при максимальной скорости двигатель работает с недостаточным наполнением цилиндров горючей смесью, с повышенным расходом топлива.

При увеличении сопротивления движению скорость автомобиля будет снижаться в меньшей степени, чем с двигателем, имеющим характеристику типа *B*.

Двигатель с характеристикой типа *B* также имеет максимальную мощность, которая выше мощности, необходимой для максимальной скорости автомобиля. При этом при максимальной скорости работа его будет более экономичной, чем при характеристиках *A* и *B*. На средних же скоростях движения экономичность будет хуже. Скорость автомобиля будет снижаться в большей степени, чем при характеристиках *A* и *B*. По удельным показателям габаритной и весовой мощности двигатель в достаточной степени не используется.

Двигатели с характеристикой типа *A* используются на легковых автомобилях, а типа *B* — на машинах с режимом работы, близ-

ким к тракторному (длительная работа на максимальной мощности), когда для повышения долговечности снижают энергонапряженность двигателя. Для тяжелых грузовых автомобилей находят преимущественное применение двигатели с характеристикой типа *B*, так как они обеспечивают более экономичную работу и лучшее использование габаритов и веса двигателя.

С другой стороны, вид характеристики типа *B* должен приближаться к кривой вида *Г* (рис. 2). Автомобиль с двигателем, име-

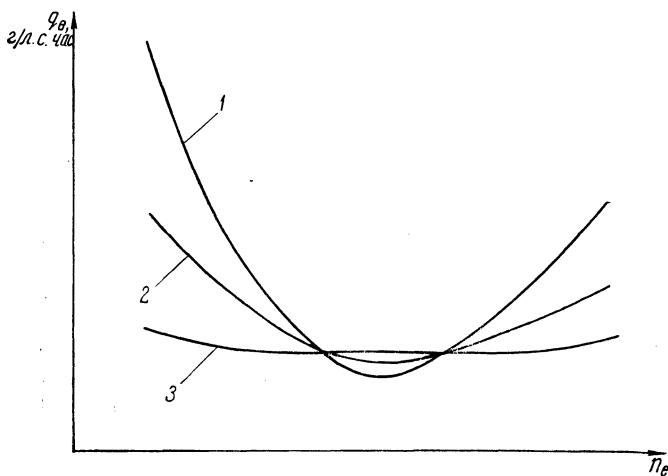


Рис. 3. Характеристики удельного расхода топлива ( $q_e$ ) двигателем.

ющим характеристику вида *D*, обладает худшей динамичностью и при всех других равных условиях при разгоне и на участках пути с повышенным сопротивлением будет развивать скорость, меньшую, чем автомобиль с двигателем, имеющим характеристику, приближающуюся к кривой *Г*.

Обычно в качестве одного из основных показателей двигателя приводят минимальный расход топлива на одном диапазоне оборотов внешней характеристики. На рис. 3 показаны три вида характеристики удельного расхода топлива. Наименьший расход по принятому показателю дает кривая 1 и наибольший — линия 3, близкая к прямой.

Для экономии по расходу топлива в узком диапазоне оборотов двигателя автомобиль должен двигаться с одной скоростью. Однако по дорожным условиям автомобилю приходится менять скорость движения в достаточном широких пределах.

Для получения экономичной работы двигателя на автомобиле следует стремиться к кривой типа 3, хотя принятый показатель мо-

жет ухудшиться. Кроме того, кривая  $\beta$  не будет ограничивать по экономическим показателям применение более мощных двигателей.

Максимальную мощность двигателя и соответствующие ей обороты и внешнюю характеристику обычно дают по нормам SAE без учета расхода мощности на вспомогательные агрегаты, подключаемые для обслуживания как двигателя, так и всего автомобиля. Характеристика потребляемой мощности различных агрегатов, зависящая от развиваемых оборотов, отличается от характеристики двигателя. Поэтому при тягово-динамических исследованиях необходимо учитывать характер снижения мощности двигателя с помощью вспомогательных агрегатов.

При монтаже на автомобиле двигатель иногда помещают в отсеках, плохо продуваемых воздухом наружной атмосферы. Иногда двигатели, размещенные в закрытых отсеках со сложными каналами забора воздуха и отвода выхлопных газов, в жаркое летнее время теряют до 40% мощности из-за снижения степени охлаждения, плохого наполнения цилиндров горючей смесью и повышенного давления выхлопных газов.

Мощность двигателя, необходимая для обеспечения максимальной скорости автомобиля, определяется выражением

$$N_e = \frac{G_a \psi v_{\max} + \frac{kFv_{\max}}{3,6^2}}{\eta_m 270},$$

где  $G_a$  — общий вес автомобиля, кг;  $v_{\max}$  — максимальная скорость автомобиля, км/ч;  $\psi$  — коэффициент суммарного дорожного сопротивления движению автомобиля;  $k$  — коэффициент обтекаемости;  $F$  — лобовая площадь автомобиля, м<sup>2</sup>;  $\eta_m$  — механический к. п. д. трансмиссии.

Исходя из того что мощность, необходимая для создания максимальной скорости автомобиля, одновременно является и максимальной мощностью двигателя, а число оборотов, соответствующее максимальной мощности двигателя, ограничивается регулятором оборотов, изучалось влияние мощности двигателя на динамику движения автомобиля.

Считается, что повышенные сопротивления движению автомобиля преодолеваются или за счет собственной приспособляемости двигателя, или за счет включения передач коробки при снижении скорости движения.

Принималось также, что на максимальной скорости при движении по дороге среднего качества (коэффициент сопротивления качению колес  $f = 0,02$ ) автомобиль должен преодолевать уклоны дороги, равные 1%.

При изменении максимальной мощности двигателя соответственно изменялась максимальная скорость автомобиля.

Исследования проводились на автомобиле МАЗ-500 производства Минского автозавода (с четырехтактными дизелями мощностью от 80 до 500 л. с.), имеющем следующие данные: полный вес — 14 225 кг; размер шин — 12—20 с радиусом качения  $r_k = 0,530$  м; лобовая площадь —  $1,95 \times 2,62 = 5,1$  м<sup>2</sup>; передаточные числа коробки передач — 6,17; 3,40; 1,79; 1,00; 0,78; передаточное число главной передачи принималось исходя из условий обеспечения максимальной скорости при максимальном числе оборотов двигателя, равном 2100 об/мин.

Результаты исследования представлены в табл. 1. Приведенные удельные мощности равны

$$N_y = \frac{N_{e_{\max}}}{G_a}.$$

Из табл. 1 следует, что при изменении мощности от 80 до 500 л. с., т. е. в 6,25 раза, максимальная скорость возрастает от 40 до 135 км/ч, т. е. в 3,37 раза. Таким образом, рост мощности примерно в 2 раза превышает рост скорости.

**Динамические показатели автомобиля МАЗ-500 при установке на нем четырехтактных дизелей различной мощности**

Таблица 1

Мощность двигателя, л.с.	Удельная мощность, л.с./т	Максимальная скорость, км/ч	Преодолеваемый подъем, %				Условное время разгона до 50 км/сек
			Высшая передача коробки передач		Низшая передача коробки передач		
			подъем, %	скорость, км/ч	подъем, %	скорость, км/ч	
80	5,64	40	1,4	26	26	4	—
110	7,75	52	1,7	29	28	5	50
140	9,86	65	2,0	34	30	6	28
170	11,9	73	2,3	38	33	7	22
200	14,1	82	2,5	42	35	8	19
240	16,9	90	2,8	48	37	9	16
285	20,1	100	3,1	54	40	9,6	14
300	21,1	103	3,2	56	41	10	12
350	24,6	112	3,6	63	44	11	10
400	28,2	121	4,0	70	47	12	8
450	31,7	129	4,5	74	49,5	13	7
500	35,2	135	5,0	77	52	14	6

Примечание. Условное время разгона автомобиля не включает время, необходимое для переключения передач.

Преодолеваемый подъем на высшей передаче увеличивается с 1,4 до 5%, в 3,5 раза, а соответствующие скорости с 26 до 77 км/ч — в 3 раза.



Преодолеваемый подъем на низшей передаче увеличивается с 26 до 52%, а соответствующие скорости с 4 до 14 км/ч.

Условное время разгона до скорости 50 км/ч уменьшается с 50 до 6 сек.

В табл. 2 приведены показатели отечественных автомобилей (автомобили Кременчугского автозавода в трехосном исполнении).

### Показатели грузовых автомобилей советского производства

Таблица 2

Год начала выпуска	Модель	Полный вес, кг	Максимальная мощность двигателя, л. с.	Удельная мощность, л. с./т	Максимальная скорость, км/ч
1965	ГАЗ-53А	7 150	115	16,20	75
1962	ЗИЛ-130	8 495	150	17,65	94
1965	МАЗ-500	14 225	180	12,68	75
1969	КрАЗ-219	23 530	180	7,66	55
1968	КрАЗ-251	25 120	240	9,6	75

Наибольшую удельную мощность 17,65 л. с./т и скорость 94 км/ч имеет автомобиль ЗИЛ-130. Наиболее низкие показатели имеют автомобили Кременчугского автозавода. При этом автомобиль КрАЗ-251 с удельной мощностью 9,6 л. с./т и скоростью 75 км/ч может передвигаться или по очень хорошей дороге, или в ненагруженном состоянии.

Автомобили Горьковского и Московского им. Лихачева автозаводов снабжаются карбюраторными двигателями. Автомобили с дизельными двигателями Минского и Кременчугского автозаводов в связи с более устойчивой работой дизелей при одинаковых средних скоростях движения могут иметь несколько меньшие удельные мощности.

Прежде чем сделать выводы из данных, приведенных в табл. 1, 2, остановимся на вопросе целесообразной максимальной скорости тяжелого грузового автомобиля.

Опытные данные показывают, что при скорости тяжелого грузовика более 90—100 км/ч современные конструкции органов управления автомобилем не обеспечивают достаточной безопасности движения. Для надежной работы органов рулевого управления необходимо вводить балансировку управляемых колес и независимую их подвеску.

При современной конструкции колес, имеющих составные из сегментов обода, крепящихся с помощью нажимных устройств на спицах, отлитых вместе со ступицей, балансировка шины вместе с ободом и даже ступицы вместе с шиной в условиях эксплуатации весьма затруднена. Еще не созданы пригодные для массового выпуска тормозы-«замедлители», обеспечивающие эффективное тор-

можение и исключение вывода тормозных колес в положение скольжения на дороге. Не решен также и ряд других вопросов безопасности движения.

Движение со скоростью более 90—100 км/ч возможно только на загородных дорогах первой и второй категории. Во всех остальных случаях скорость ограничивается или состоянием дорог, или потоком движущегося транспорта.

Поэтому максимальную скорость движения следует принимать не более 100 км/ч.

Максимальные скорости движения 90—100 км/ч обеспечиваются удельной мощностью двигателя 17—20 л. с./т (табл. 1). При этом средняя техническая скорость будет возрастать быстрее, чем максимальная. Так, автомобиль МАЗ-500 с удельной мощностью двигателя 11,9 л. с./т на высшей передаче преодолевает подъем в 2,3% со скоростью 38 км/ч, а такой же автомобиль с удельной мощностью двигателя 20 л. с./т будет преодолевать на высшей передаче подъем в 3,1% со скоростью 54 км/ч. При увеличении преодолеваемого подъема техническая скорость возрастает на 42%, максимальная же скорость возрастает с 73 до 100 км/ч, т. е. на 37%.

Однако, учитывая возможности использования высокой скорости в условиях движения по дороге, можно считать, что средняя техническая скорость возрастает пропорционально максимальной скорости.

Автомобили с двигателями недостаточной мощности и неудовлетворительными тягово-динамическими качествами, как известно, имеют повышенный расход топлива. По мере повышения мощности двигателя расход топлива снижается, а затем при достижении минимума начинает повышаться.

Расход топлива на 100 км пути в зависимости от мощности двигателя, установленного на автомобиле, определяется удельным расходом топлива двигателем (см. рис. 3), состоянием дороги, скоростью движения автомобиля и другими факторами.

На рис. 4 для автомобиля МАЗ-500 при движении по дорогам среднего качества дана примерная зависимость мощности установленного двигателя и минимального расхода топлива на 100 км пути и соответствующие ему скорости движения. Из графика следует, что при установке на автомобиле двигателей мощностью 110 и 285 л. с. расход топлива будет одинаковым, равным примерно 28 кг на 100 км пути. Соответствующая этому расходу скорость возрастает с 26 до 53 км/ч. В интервале между этими мощностями двигателей расход топлива снижается и достигает примерно 25 кг на 100 км пути при мощности двигателя 200 л. с. Соответствующая скорость движения 42 км/ч.

При изменении мощности двигателя от 180 до 285 л. с. расход топлива увеличивается на 10%, а скорость движения увеличивается с 40 до 53 км/ч (на 26%). Этот перерасход топлива всегда окупит-

ся уменьшением удельной заработной платы (на тонно-километры) водителя.

**Коробка передач.** Как указывалось, сочетание максимального числа оборотов двигателя с числом оборотов колес при максималь-

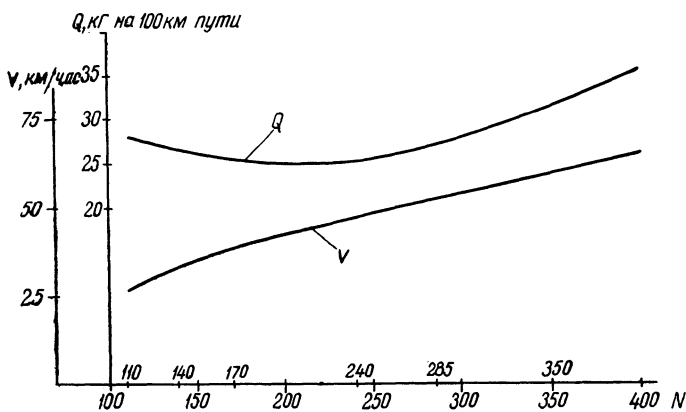


Рис. 4. Зависимость наименьшего расхода топлива и соответствующей ему скорости движения автомобиля МАЗ-500 от мощности двигателя:

$v$  — скорость движения, км/ч;  $Q$  — расход топлива, кг на 100 км пути;  
 $N$  — мощность двигателя, установленного на автомобиле.

ной скорости автомобиля обеспечивается передаточным отношением шестерен главной передачи ведущего моста. Исходя из этого передаточное число главной передачи определяется зависимостью

$$i_0 \approx 0,377 r_k \frac{n_{e_{\max}}}{v_{\max} i_{к.в}},$$

где  $r_k$  — радиус колеса, м;

$n_{e_{\max}}$  — максимальное число оборотов двигателя в минуту;

$v_{\max}$  — максимальная скорость автомобиля, км/ч;

$i_{к.в}$  — передаточное число коробки передач на высших передачах.

Для упрощения принимается, что дополнительная передача раздаточной коробки или главной передачи входит в состав основной коробки, тогда передаточное число  $i_{к.в} = i'_{к.в} i_{д.в}$  представляет произведение передаточных чисел основной и дополнительной передач коробки на высших передачах, а  $i_{к.н} = i'_{к.н} i_{д.н}$  — то же на низших передачах.

В связи с ограниченной удельной мощностью двигателя тяжелых грузовых автомобилей диапазон передаточных чисел коробки передач устанавливается исходя из условий преодоления повышенных сопротивлений движению автомобиля, так как для обеспече-

ния хорошей разгонной характеристики получающийся диапазон передаточных чисел полностью использовать нерационально. Трогание с места и разгон автомобиля в большинстве случаев производятся со второй передачи.

Для равномерного установившегося движения автомобиля тяговое усилие на ведущих колесах в зависимости от момента двигателя и сопротивления движению определяется зависимостью

$$P_k = \frac{M_e i_k i_0 \eta_m}{r_k} = P_\psi + P_w,$$

где  $M_e$  — момент, развиваемый двигателем,  $\kappa\Gamma\text{м}$ ;  $i_k$  — передаточное число коробки передач;  $i_0$  — передаточное число главной передачи;  $\eta_m$  — коэффициент полезного действия трансмиссии;  $r_k$  — радиус колеса,  $\text{м}$ ;  $P_\psi$  — суммарная сила, необходимая для преодоления сопротивлений дороги,  $\kappa\Gamma$ ;  $P_w$  — сила, необходимая для преодоления сопротивления воздуха,  $\kappa\Gamma$ .

Одним из основных показателей коробки передач является отношение передаточных чисел на низшей и высшей передачах, которое пропорционально отношению максимального тягового усилия на низшей передаче к максимальному тяговому усилию на высшей передаче и определяется из зависимости

$$K = \frac{P_{k, \text{н макс}}}{P_{k, \text{в макс}}} = \frac{\frac{M_{e \text{ макс}} i_{k, \text{н}} i_0 \eta_m}{r_k}}{\frac{M_{e \text{ макс}} i_{k, \text{в}} i_0 \eta_m}{r_k}} = \frac{P_{\psi \text{ н}} + P_{w \text{ н}}}{P_{\psi \text{ в}} + P_{w \text{ в}}}.$$

Учитывая, что  $P_\psi = G_a \psi$  ( $G_a$  — вес автомобиля,  $\kappa\Gamma$ ;  $\psi$  — коэффициент суммарного дорожного сопротивления), принимая  $P_{w \text{ н}} = 0$ , в связи с незначительной его величиной при малой скорости движения на низшей передаче, делая сокращения и подстановки, получаем

$$K = \frac{P_{k, \text{н макс}}}{P_{k, \text{в макс}}} = \frac{i_{k, \text{н}}}{i_{k, \text{в}}} = \frac{\psi_{\text{н}}}{\psi_{\text{в}} + \frac{P_{w \text{ в}}}{G_a}}.$$

Таким образом, отношение передаточных чисел коробки передач на низшей и высшей передачах зависит от суммарных сопротивлений дороги и удельного сопротивления воздуха при движении на высшей передаче  $W_y = \frac{P_{w \text{ в}}}{G_a}$ . При этом  $P_{w \text{ в}}$  должно вычисляться при скорости, соответствующей максимальному моменту двигателя.

При соответствующей замене получим

$$K = \frac{\psi_{\text{н}}}{\psi_{\text{в}} + W_y}.$$

С другой стороны,

$$K = K' a^{(n-1)},$$

где  $K'$  — коэффициент трансформаций гидравлического трансформатора в пределах допустимого коэффициента полезного действия его работы;

$n$  — число механических передач коробки;

$a$  — коэффициент геометрической прогрессии отношений передаточных чисел механических передач:

$$a = \frac{i_{к1}}{i_{к2}} = \frac{i_{к2}}{i_{к3}} = \frac{i_{к3}}{i_{к4}} \text{ и т. д.}$$

Если гидротрансформатор в коробке не устанавливается (механическая коробка),  $K' = 1$ .

От величины коэффициента  $K$  зависят сложность, вес и производственные затраты по изготовлению коробки передач, поэтому произведем анализ факторов, определяющих его значение.

Коэффициент суммарного дорожного сопротивления

$$\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha,$$

где  $f$  — коэффициент сопротивления качению автомобильного колеса;

$\alpha$  — угол подъема дороги.

Учитывая малые величины углов подъема дорог, можно принять  $\cos \alpha = 1$ , а  $(\sin \alpha) 100 = i\%$ , т. е. подъему дороги, выраженному в процентах, который для дорог первой категории не должен превышать 3% и пятой категории — 9%.

Способность автомобиля преодолевать суммарные дорожные сопротивления на низшей передаче коробки ограничивается силой сцепления ведущих колес с дорогой

$$\psi < \frac{G_{сц} \varphi}{G_a},$$

где  $G_{сц}$  — вес, приходящийся на ведущие колеса;  $\varphi$  — коэффициент сцепления колес с дорогой.

Для тяжелых грузовых автомобилей с колесной формулой  $4 \times 2$  на ведущие колеса приходится 70% от общего веса. Максимальные сопротивления возникают на грунтовых дорогах, где коэффициент сцепления шин с дорогой не превышает 0,5, а поэтому для таких автомобилей следует принимать  $\varphi_n = 0,35$ . Для тягачей со всеми ведущими колесами для работы на усовершенствованных дорогах  $\varphi_n = 0,7$  и для автомобилей высокой проходимости (для обеспечения устойчивой работы двигателя при буксовании колес)  $\varphi_n = 1$ .

Способность автомобиля преодолевать суммарные дорожные сопротивления на высшей передаче зависит от удельной мощности двигателя и скорости движения с учетом сопротивления воздуха.

Из табл. 1 следует, что автомобиль МАЗ-500 при удельной мощности 11,9 л. с./т может преодолеть сопротивление дороги при  $\psi_b = 0,043$ , при этом  $W_y = 0,0027$ . При удельной мощности 20,1 л. с./т он сможет преодолеть сопротивление дороги при  $\psi_b = 0,051$ , при этом  $W_y = 0,0054$ .

Чем больше сумма  $\psi_b + W_y$ , тем меньше значение коэффициента  $K$ , чем больше  $\psi_n$ , тем больше значение  $K$ , тем сложнее и дороже коробка передач. При уменьшении коэффициента  $K$  сокращается количество необходимых передач в коробке.

Коэффициент геометрической прогрессии передаточных чисел механической коробки может быть в пределах  $a = 1,7—1,9$ . Для лучшей приспособляемости работы двигателя к переменным сопротивлениям дороги при ограниченной удельной мощности желательно иметь коэффициент  $a = 1,3—1,4$ . Такие соотношения передаточных чисел достигаются введением дополнительных передач.

Для автомобиля МАЗ-500 удельной мощностью 12,6 л. с./т (мощность двигателя 180 л. с.) коэффициент  $K = 7,60$ . На этом автомобиле устанавливается пятискоростная коробка передач, имеющая коэффициент  $K = 7,91$  и  $a = 1,8$ .

Если на этом автомобиле удельную мощность повысить до 20,1 л. с./т (мощность двигателя 285 л. с.) с увеличением максимальной скорости с 75 до 100 км/ч, то тогда коэффициент  $K = 6,2$ . Для такого коэффициента  $K$  может быть принята четырехскоростная коробка передач с коэффициентом геометрической прогрессии  $a = 1,84$  или пятискоростная коробка с коэффициентом  $a = 1,58$ .

Последняя коробка передач улучшит приспособляемость двигателя к переменным дорожным сопротивлениям, повысит топливную экономичность автомобиля и при трогании с места на второй передаче обеспечит хорошую разгонную характеристику, однако она будет дороже коробки с четырьмя передачами.

Для автомобиля МАЗ-500 с двигателем мощностью 285 л. с. целесообразно принять гидромеханическую коробку передач. При этом механическая часть коробки может быть трехскоростная (двухступенчатая) с коэффициентом геометрической прогрессии  $a = 1,58$ , а коэффициент трансформации момента гидротрансформатором в пределах допустимого к. п. д. может быть ограничен  $K' = 2,5$ .

Для автосамосвалов и других автомобилей, работающих в условиях повышенных дорожных сопротивлений, необходимые тяговые качества обеспечиваются повышением тяги на высшей передаче за счет изменения передаточного числа главной передачи со снижением скорости движения, при этом показатели коробки передач

такие же, какие приняты для автомобиля общетранспортного назначения.

Для специальных тягачей и автомобилей высокой проходимости, имеющих раздаточную коробку для привода колес всех осей, при использовании силового агрегата общетранспортных грузовиков в раздаточной коробке предусматривается дополнительная передача.

## Выводы

1. Возможности повышения грузоподъемности отечественных тяжелых грузовых автомобилей общетранспортного назначения по весу, приходящемуся на задние ведущие колеса, ограниченному нормами нагрузки на полотно дороги, исчерпаны.

За счет догрузки передних неведущих осей грузоподъемность может быть повышена на 5—8%.

Дальнейшее повышение грузоподъемности потребует увеличения размеров шин передних колес, а для двухосных автомобилей дополнительно вызовет снижение проходимости из-за невозможности обеспечения нужного сцепного веса на ведущие колеса.

Другим фактором, определяющим транспортную производительность, является средняя эксплуатационная скорость, которая зависит от технической скорости движения.

2. Средняя техническая скорость может быть повышена на 25—35% в результате доведения максимальной скорости автомобиля до 90—100 км/ч с некоторым общим повышением динамических показателей. Для этого необходимо удельную мощность двигателей, устанавливаемых на тяжелые грузовые автомобили, повысить с 9,6—12,7 до 17—20 л. с./т.

3. Наиболее распространенным в Советском Союзе общетранспортным тяжелым грузовым автомобилем является автомобиль МАЗ-500, имеющий удельную мощность 12,7 л. с./т и максимальную скорость 75 км/ч. На автомобиль устанавливается шестицилиндровый дизель ЯМЗ-236 мощностью 180 л. с. Если этот двигатель заменить имеющимся на производстве восьмицилиндровым дизелем ЯМЗ-238 мощностью 240 л. с., удельная мощность автомобиля повысится до 17 л. с./т и скорость автомобиля может быть увеличена до 90 км/ч. В дальнейшем мощность двигателя может быть форсирована до 285—300 л. с., а скорость автомобиля доведена до 100 км/ч. При этом предполагаемое повышение расхода топлива на 6—8% может быть устранено возможностями более рационального подбора передаточных чисел коробки передач в соответствии с приведенными рекомендациями, а также некоторым изменением вида характеристики удельного расхода топлива двигателем.

Увеличенная стоимость двигателя не вызовет увеличения затрат по автоперевозкам, так как компенсируется повышенной долговечностью более мощного двигателя.